

文章编号: 1671-6612 (2020) 02-202-07

空气源热泵耦合太阳能 及余热用于升压站供暖的研究

唐 亮 王宏伟 江 山 傅 钧

(山东电力工程咨询院有限公司 济南 250013)

【摘 要】 风电场、光伏电站等工程的升压站,一般远离集中热源,冬季多采用“电暖气+热水器”的传统方案,能源利用效率低,增加了电能消耗,降低了项目收益。提出“空气源热泵耦合太阳能及余热”的供暖方案,为升压站提供了可靠的热源,并提高了能源利用效率,降低了运行费用。升压站内电气设备间有大量的 40℃ 左右的排风,可以作为空气源热泵的低温热源,解决了空气源热泵低温时效率低的弊病;空气源热泵生产出热水,并设置太阳能热水器进一步提高水温满足供暖要求;设置单独的蓄热水箱适应供暖负荷变化并解决一部分生活热水需求。以北京某风电场工程为例,阐述了这一系统的优缺点以及推广的必要性和可行性。分析表明,在最冷时该系统仍可以高效、稳定的运行,投资回收期短,为寒冷地区空气源热泵的应用提供了参考依据。

【关键词】 空气源热泵; 太阳能; 余热; 升压站

中图分类号 TU83 文献标识码 A

Research of Air Source Heat Pump Coupling Solar Energy & Waste Heat System in Substation Heating

Tang Liang Wang Hongwei Jiang Shan Fu Jun

(Shandong Electric Power Engineering Consulting Institute, Jinan, 250013)

【Abstract】 The substation of Wind Power Plant and Photovoltaic Power Plant usually far away from the heating station, normally use electric radiator and water-heater with very low energy efficiency, this solution cost extra power and reduce project benefit. A new system of “air source heat pump coupling solar energy & waste heat system” can raise the energy efficiency, provide reliable heat resource, and save operation cost. Plenty exhaust air (about 40℃) can be recovered from the substation electric equipment room. Use the 40℃ exhaust air for the heat pump evaporator, solve the problem of low efficiency of heat pump in low temperature, hot water can be produced and solar energy equipment can be used to raise the water temperature to meet the variable heating requirement, and a heat insulating water tank is supplied for maintain steady hot water supply. This system can not only work for heating system, but also for part of hot water system. The advantages and disadvantages of the system and its necessity and feasibility of application in one wind power plant in Beijing are expounded in details as example. The analysis shows that even in the coldest period, the system could still operation stability and economical and saves a lot energy. This work can provide guidance for practical design of air source heat pump system coupling waste heat with thermal energy storage in substation heating in cold areas.

【Keywords】 air source heat pump; solar energy; waste heat; substation

作者(通讯作者)简介:唐 亮(1983.09-),男,研究生,高级工程师, E-mail: tangliang@sdepci.com
收稿日期: 2019-07-15

0 引言

近年来,风电场、光伏电站等新能源工程的发展迅猛,规模也不断扩大,“弃风弃光”的问题也得到了有效的缓解,发展前景明朗。风电场及光伏电站由于远离城区,无法接入市政冷、热源;同时,风电、光伏工程无自身冷、热源。风电场及光伏电站的供热对象集中在升压站内,包括办公楼、生活楼、配电室及水泵房等,现阶段多采用“电暖气+空调+热水器”的传统能源解决方案,其优点是占地小,初投资低,运行方便;但也有其缺点,主要有三点:(1)系统分散,运行效率低,无法做到各热用户的集约使用;(2)高品质电能供热存在能源品质浪费,能效比低;(3)末端分散且功率低,用户热舒适性差,尤其是电暖气冬季供热的舒适性差。因此,结合新能源供热设备的技术进步,尤其是低温型空气源热泵的推出,本文介绍“空气源热泵耦合太阳能及余热”的技术方案,以北京某风电场为例进行分析。

目前,对太阳能和空气源热泵的耦合应用,有很多学者开展了研究。王伟等对我国太阳能资源情况分布及不同地区不同空气源热泵辅助型太阳能热水系统设计方案做了介绍,总结了不同地区、不同形式系统设计的特点、适宜应用的方式等;并提出了一种新的方案^[2]。申振宇等针对西安地区设计了一套太阳能-空气源热泵采暖系统,对系统形式的组成和流程进行了分析,并利用仿真软件进行了模拟分析^[3]。张兵等对基于余热冷空气的太阳能耦合空气源热泵系统进行了研究,表明串联空气余热系统能够抑制霜层产生,实现二者的资源互补,能量合理利用^[4]。李程萌等对北京农村住宅采用太阳能辅助空气源热泵供暖系统、太阳能辅助地埋管地源热泵供暖系统等进行了系统组成和运行费用的对比,表明太阳能辅助空气源热泵的系统经济性最好^[5]。黎珍等提出了一体化的太阳能耦合空气源热泵的方案,并进行了模型建模分析^[7]。

用于升压站的“空气源热泵耦合太阳能及余热”的供暖方案,是针对升压站独有特点所对照研究的系统,解决了余热利用、降低能耗和提高员工舒适度等问题,对比传统电采暖系统有如下四处创新:(1)充分利用升压站余热;(2)针对升压站作息制度,针对性的计算升压站逐时负荷,核算蓄热量;(3)调整升压站布置,设置专用机房,使用水

暖替代电暖,提高员工热舒适性;(4)降低电站运行费用。

1 热用户及热负荷分析

升压站有其独特的作息制度,尤其是风电站受风力影响较大,夜间也需值守,需要针对升压站的作息特点做逐时负荷分析。

以北京某风电场为例对风电、光伏等新能源发电工程的热用户和热负荷进行分析。

风电场的热用户都集中在升压站内,主要有电气配电楼、综合楼、水泵房、辅房、传达室和宿舍楼组成,其中,综合楼和宿舍楼多联合布置,称为综合办公楼,以减少占地面积。以上建筑中,供热、供冷的主要用户是综合办公楼。综合办公楼里包括继电器室、控制室、办公室、会议室、值休室、宿舍、厨房、餐厅等。

1.1 供暖能耗

风电场的运行人员实行轮班制。根据各房间的功能特性和逐时负荷系数计算房间热负荷。热负荷指标参照CJJ34-2010《城镇供热管网设计规范》中的指标进行计算。各房间的面积和单位热指标如表1所示。

表1 某风电场综合办公楼房间热负荷统计

Table 1 Heat load table for office building rooms of one wind power plant

房间类型	面积 (m ²)	热负荷指标 (W/m ²)	热负荷 (kW)
继电器室	103.68	40.00	4.15
控制室	77.76	60.00	4.67
办公室	134.64	50.00	6.73
会议室	50.40	70.00	3.53
值休室	105.84	40.00	4.23
宿舍	257.76	40.00	10.31
餐厅	75.60	50.00	3.78
厨房	25.20	50.00	1.26

按照表1的统计结果,计算冬季典型日逐时热负荷如表2所示。值休室和宿舍按照“住宅”类型进行计算。厨房按照“办公”类型进行计算,餐厅按照用实际使用情况适当设定逐时负荷系数。继电器室供暖冬季为防冻的要求,暂不统计。会议室为阶段性使用,暂不统计。

表 2 某风电综合办公楼冬季典型日逐时热负荷

Table 2 Typical heat load per hour for office building rooms of one wind power plant in winter

	控制室负 荷 (kW)	逐时负 荷参数	办公室负 荷 (kW)	逐时负 荷参数	厨房负 荷 (kW)	逐时负 荷参数	值休室和宿舍 负荷 (kW)	逐时负 荷参数	逐时负 荷 (kW)
0:00	4.670	0.019	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.645	9.467
1:00	4.670	0.029	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.419	6.228
2:00	4.670	0.029	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.290	4.352
3:00	4.670	0.029	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.290	4.352
4:00	4.670	0.029	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.290	4.352
5:00	4.670	0.495	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.371	7.706
6:00	4.670	0.456	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.500	9.400
7:00	4.670	0.456	6.730	0.018	1.260	0.018	14.540	0.903	15.403
8:00	4.670	1.000	6.730	1.000	1.260	1.000	14.540	0.710	22.983
9:00	4.670	0.806	6.730	0.723	1.260	0.723	14.540	0.726	20.097
10:00	4.670	0.728	6.730	0.476	1.260	0.476	14.540	0.435	13.528
11:00	4.670	0.670	6.730	0.606	1.260	0.606	14.540	0.645	17.349
12:00	4.670	0.621	6.730	0.617	1.260	0.617	14.540	0.629	16.976
13:00	4.670	0.505	6.730	0.606	1.260	0.606	14.540	0.629	16.346
14:00	4.670	0.485	6.730	0.494	1.260	0.494	14.540	0.629	15.358
15:00	4.670	0.466	6.730	0.482	1.260	0.482	14.540	0.661	15.638
16:00	4.670	0.476	6.730	0.535	1.260	0.535	14.540	0.661	16.109
17:00	4.670	0.485	6.730	0.329	1.260	0.329	14.540	0.919	18.256
18:00	4.670	0.485	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.984	16.572
19:00	4.670	0.340	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.984	15.895
20:00	4.670	0.340	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	1.000	16.128
21:00	4.670	0.350	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.968	15.709
22:00	4.670	0.388	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.935	15.407
23:00	4.670	0.019	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.903	13.218

根据表 2，绘制逐时热负荷图如图 1 所示。

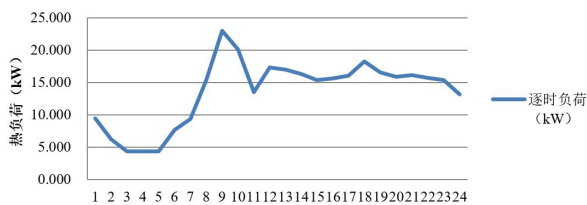


图 1 某风电综合办公楼冬季典型日逐时热负荷

Fig.1 Typical heat load per hour for office building rooms of one wind power plant in winter

从表 2 和图 1 可以看出，最大逐时热负荷为上午 8:00 出现，数值为 22.983kW，此即为所计算房间的设计热负荷。由于与餐厅早餐时间较为吻合，

增加餐厅负荷 3.78kW，并考虑附加部分负荷，综合办公楼冬季设计热负荷凑整为 30.0kW。

1.2 空调能耗

计算空调能耗，用于校核空气源热泵的容量。

根据各房间的功能特性计算房间冷负荷。空调冷负荷指标按照《燃气冷热电分布式能源技术应用手册》^[4]选取。由于空调冷负荷存在空调面积百分比、逐时负荷系数及同时使用系数的影响，计算较为复杂，采用估算的方法。各数据取值如下，空调面积百分比按照 80%考虑。同时使用系数按 0.8 考虑。其中，继电器室为全年冷负荷，其对应的室外机为单独配置。除继电器室外，其余房间的夏季典

型日逐时冷负荷如表 3 所示。

表 3 某风电综合办公楼夏季典型日逐时冷负荷

Table 3 Typical cold load per hour for office building rooms of one wind power plant in summer

时间	控制室负 荷 (kW)	逐时负荷 参数	办公室负 荷 (kW)	逐时负荷 参数	厨房负 荷 (kW)	逐时负荷 参数	值休室和 宿舍负 荷 (kW)	逐时负荷 参数	逐时负荷 (kW)
0:00	4.670	0.160	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.160	3.074
1:00	4.670	0.250	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.250	4.803
2:00	4.670	0.250	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.250	4.803
3:00	4.670	0.250	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.250	4.803
4:00	4.670	0.500	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.500	9.605
5:00	4.670	0.590	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.590	11.334
6:00	4.670	0.670	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.670	12.871
7:00	4.670	0.670	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.670	12.871
8:00	4.670	0.750	6.730	0.340	1.260	0.340	14.540	0.750	17.124
9:00	4.670	0.840	6.730	0.400	1.260	0.400	14.540	0.840	19.332
10:00	4.670	0.900	6.730	0.540	1.260	0.540	14.540	0.900	21.604
11:00	4.670	1.000	6.730	0.720	1.260	0.720	14.540	1.000	24.963
12:00	4.670	1.000	6.730	0.910	1.260	0.910	14.540	1.000	26.481
13:00	4.670	0.920	6.730	1.000	1.260	1.000	14.540	0.920	25.663
14:00	4.670	0.840	6.730	0.980	1.260	0.980	14.540	0.840	23.967
15:00	4.670	0.840	6.730	0.860	1.260	0.860	14.540	0.840	23.008
16:00	4.670	0.740	6.730	0.720	1.260	0.720	14.540	0.740	19.968
17:00	4.670	0.740	6.730	0.620	1.260	0.620	14.540	0.740	19.169
18:00	4.670	0.500	6.730	0.610	1.260	0.610	14.540	0.500	14.479
19:00	4.670	0.500	6.730	0.650	1.260	0.650	14.540	0.500	14.799
20:00	4.670	0.330	6.730	0.690	1.260	0.690	14.540	0.330	11.852
21:00	4.670	0.160	6.730	0.610	1.260	0.610	14.540	0.160	7.948
22:00	4.670	0.160	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.160	3.074
23:00	4.670	0.160	6.730	0.000	1.260	0.000	14.540	0.160	3.074

根据表 3, 绘制逐时冷负荷图如图 2 所示。



图 2 某风电综合办公楼夏季典型日逐时冷负荷

Fig.2 Typical cold load per hour for office building rooms of one wind power plant in summer

从表 3 和图 2 可以看出, 最大逐时热负荷为中午 12:00 出现, 数值为 26.481kW, 再考虑空调面积百分比 0.8 及同时使用系数 0.8, 且附加继电器室的冷负荷, 最终的设计冷负荷为 29.388kW, 整合为 30.0kW。

1.3 生活热水能耗

根据风电场的员工作息情况, 生活热水使用比较集中。根据 GB50015-2003(2009 年版)《建筑给水排水设计规范》计算生活热水单位时间设计耗热量 Φ_W , 计算公式为:

$$\Phi_w = \frac{nqc_p\rho(\theta_h - \theta_c)}{t} \quad (1)$$

式中， Φ_w 为生活热水单位时间设计耗热量，kW； n 为用水人数，取 5 人； q 为生活热水用水定额，L/(人·d)，按照标准取 60L/(人·d)； c_p 为水的定压比热容，kJ/(kg·°C)，取 4.186kJ/(kg·°C)； ρ 为水的密度，kg/L，取 1.0kg/L； θ_h 为生活热水温度，取 50°C； θ_c 为自来水温度，取 10°C； t 为每日生活热水使用时间，s/d，按三班倒计算，用水时间为 3.0h。

按照工程情况进行计算，可得生活热水单位时间设计耗热量为 4.65kW。

由以上分析可以看出，生活热水负荷的小时耗热量低于供暖负荷，在冬季，可以由太阳能优先保证，温度不足时，可以使用电辅热，或者耦合热泵提高水温。

1.4 计算年度能耗

根据 CJJ34-2010《城镇供热管网设计规范》中的 3.2.1 节中的公式计算供暖全年耗热量。

$$Q_h^a = 0.0864NQ_h \frac{t_i - t_a}{t_i - t_{o,h}} \quad (2)$$

式中， Q_h^a 为供暖全年耗热量，GJ；其余参数按照北京地区选取， $t_i=18^\circ\text{C}$ ， $t_a=-0.7^\circ\text{C}$ ， $N=120\text{d}$ ， $t_{o,h}=-7.6^\circ\text{C}$ 。

经过计算， Q_h^a 为 227.205GJ，1GJ 相当于 277.8kWh，因此 Q_h^a 相当于 63117.55kWh。

由于冷负荷有波动性、同时性，同时受舒适度影响，假设供冷期 90 天，平均负荷为 70%，则全年冷负荷为 Q_l^a 约为 $30 \times 70\% \times 90 \times 24 = 45360\text{kWh}$ 。

2 空气源热泵设备选型

2.1 电站余热利用

利用电气房间的排风作为空气源热泵的低温热源，电气设备的可用排风主要集中在 35kV 配电

室及 SVG 室。北京某风电项目的工程规模是 50MW，工程共设置两套 SVG 设备，单台 SVG 设备的发热量是 120kW，所需循环风量为 48000m³/h。35kV 配电室的循环风量为 7000m³/h。其中，SVG 室由于设备散热量大，热密度高，通风量很大，循环风换热温差为 5°C，与空气源热泵的蒸发侧温差相匹配，但是，风量及散热量都足够大，均完全满足本工程冷、热负荷 30kW 的需求。

2.2 方案设计

在 SVG 室旁边设置供暖机房，机房内布置空气源热泵机房，太阳能系统，及蓄热水箱、水泵等输配系统。将电气配电装置室的排风通过排风机送入到空气源热泵机房，空气源热泵以此排风作为低温热源，可以制备 45~50°C 的热水，部分高温机组甚至可以制备 55°C 以上的热水，不过造价比较高。热水通过蓄热水箱存贮。机房内设置多个排风机和自动排风阀，当压差大于 15Pa 时，排风阀开启，排出多余的空气。排风机用于调节空气源热泵的工况并兼做灭火后通风换气用。

太阳能系统可以在水温较低时调高水温，满足供暖的需求。并在风资源不好或光伏电站夜间的时候，维持系统防冻要求。

3 方案对比与分析

由上文可以看出，传统的“电暖气+热水器”的方案存在很多弊端，因此，从利用清洁能源并提高能源使用效率、提高用户热舒适性出发，就本文提出“空气源热泵耦合太阳能及余热”的方案向厂家询资和询价。

设计方案的原则为太阳能按 50%设计热负荷的容量进行选型。太阳能集热器的设定条件如下，集热器的集热效率为 60%，输配系统及蓄热系统的效率为 85%。选取最佳安装倾角，集热器单位面积太阳辐射照度取 700W/m²。

根据询资结果，各方案的初投资如表 4 所示。

表 4 两个方案的初投资

Table 4 Investments of the two systems

方案	设备	参数	费用 (万元)
太阳能耦合空气源热泵	太阳能集热器	集热面积 100m ²	4.5
	空气源热泵机组	12P, 含控制柜	3.5
	蓄热水箱	含保温和阀组, 容量 7.5m ³	1.2
	末端设备及管道安装	20 台, 均价 3500 估算	7

续表 4 两个方案的初投资

方案	设备	参数	费用 (万元)
		小计	16.2
电暖气+电空调 +热水器方案	电空调		4
	电暖气		1.8
	热水器		1.8
		小计	7.6

根据表 4 可以看出, 初投资使用清洁能源供热、供冷的两个技术方案初投资均较大。但是运行费用低。下面计算运行费用及两个方案的投资回收

期如表 5 所示, 其中热水输配系统耗电量较小, 不予统计。

表 5 方案对比

Table 5 Contrast of the two systems

	太阳能耦合空气源热泵	电暖气+电空调+热水器
太阳能供能占比	50%	0%
供热耗电量	全年供热能耗 (kWh)	63117.55
	热泵供热能耗 (kWh)	31558.78
	平均能效比	2.50
	耗电量 (kWh)	12623.51
供冷耗电量	全年供冷能耗 (kWh)	45360.00
	热泵供冷能耗 (kWh)	45360.00
	平均能效比	3.50
	耗电量 (kWh)	12960.00
生活热水耗 电量	全年生活热水能耗 (kWh)	太阳能优先供给
	平均能效比	0.00
	耗电量 (kWh)	5359.74
风电电价	0.57 元/kWh	
运行成本	元	14582.60
投资回收期 (年)	2.34	51267.66

4 结论

通过以上的对比分析, 可以看出。由于太阳能在冬天对供热的作用明显, 而且热泵设备的能效比高, 使得年运行费用大大降低, 在可预期的几年内就可以收回初投资的成本。空气源热泵系统受室外空气的温度和湿度的影响, 在寒冷湿度高的区域使用受到限制, 利用电气设备的余热解决了这个问题。

从适应性、系统性和经济性出发, “空气源热

泵耦合太阳能及余热”的技术方案的技术经济可行, 投资回收期短, 系统高效, 用户舒适度高, 可以推广。

参考文献:

[1] 清华大学建筑节能研究中心. 中国建筑节能年度发展研究报告 2017[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2017.
 [2] 王伟, 南晓红, 马俊, 李飞等. 空气源热泵与太阳能热水系

- 统集成设计探讨[J].制冷与空调,2011,25(5):438-442.
- [3] 申振宇,宣永梅.太阳能-空气源热泵采暖热水系统能耗分析[J].制冷与空调,2016,30(5):544-548.
- [4] 张兵,蔡觉先,周文和.基于预热冷空气的太阳能耦合空气源热泵系统研究[J].建筑节能,2012,40(251):38-41,52.
- [5] 李程萌,李持佳,闫一莹,等.北京农村住宅清洁能源供暖方案经济性分析[J].煤气与热力,2017,37(1):A19-A23.
- [6] 李楠,田昕,王皆腾,等.北京某农村住宅空气源热泵辅助太阳能供暖系统的运行性能[J].暖通空调,2017,47(4):136-140.
- [7] 黎珍,田琦,董旭.太原地区太阳能耦合空气源热泵一体化热水系统性能分析[J].华侨大学学报(自然科学版),2017,38(5):670-675.
- [8] 徐奇志,李建光.学生公寓太阳能与空气源热泵互补加热系统设计简介[C].2009年福建省暖通空调制冷学术年会论文集,2009.
- [9] 张井山,徐道金,魏加杰,等.一种与空气源热泵结合的太阳能采暖系统性能分析[J].太阳能,2017,(6):46-48,54.
- [10] 林辩启,罗会龙,王浩,等.热泵辅助供热太阳能热水系统运行模式对比分析[J].制冷与空调,2015,29(6):706-710.
- [11] 林世平.燃气冷热电分布式能源技术应用手册[M].北京:中国电力出版社,2016.

(上接第 201 页)

- [7] 王金平,王军,冯炜,等.槽式太阳能跟踪控制系统的研制及应用[J].农业工程学报,2015,31(2):45-52.
- [8] 中国太阳能学会.太阳能热利用的理论基础[M].北京:中国太阳能学会.
- [9] GB 50736-2012,民用建筑供暖通风与空气调节设计规范[S].北京:中国建筑工业出版社,2012.
- [10] 彭烁,周贤,洪慧,等.煤炭与太阳能互补发电系统四季典型日变辐照聚光集热性能研究[J].中国电机工程学报,2016,36(24):66-73.
- [11] 毛前军,黄靖,张旭,等.严寒地区太阳能槽式集热器影响因素研究[J].低温建筑技术,2015,(8):144-146.
- [12] 高志超,隋军,刘启斌,等.30m²槽式太阳能集热器性能模拟研究[J].工程热物理学报,2010,(4):541-542.
- [13] 王志峰.抛物跟踪式太阳高温集热器的研究[J].太阳能学报,2000,21(1):69-76.